

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Konstrukční řešení šnekové
převodovky pro kompaktní mobilní
systémy**

**Design Concept of a Worm Gearbox for
Compact Mobile Systems**

Student:

Bc. Jan Poslušný

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Poslušný**
Studijní program: **N2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Konstrukční řešení šnekové převodovky pro kompaktní mobilní systémy**
Design Concept of a Worm Gearbox for Compact Mobile Systems
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

Ve spolupráci se zadavatelem tématu - firmou Moravský výzkum, s.r.o. - zpracujte technický návrh konstrukčního řešení šnekové převodovky pro kompaktní mobilní systémy. Parametry převodovky: převod 65 ± 2 , normálový modul 1,25 mm, jmenovitý vstupní moment 17 Nm, maximální vstupní moment 57 Nm, jmenovité vstupní otáčky 30 ot/min.

- 1) Navrhněte variantně převodovku při upřesnění parametrů se zadavatelem.
- 2) Koncept navrhněte tak, aby jednu skříň bylo možno použít pro levou i pravou sestavu.
- 3) Navrhněte a zkontrolujte vhodná ložiska pro uložení šneku pro přidavné vnější zatížení: axiální síla 1500 N, klopný moment 400 Nm.
- 4) Zpracujte sestavný výkres převodovky, případně další dokumentaci podle pokynů vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

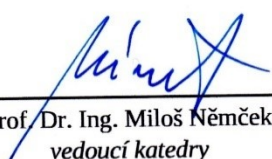
Boháček, F. Části a mechanismy strojů I a II. Brno: VUT Brno, 1987.
Bolek, A. a kol. Části strojů - svazek 1. a 2. Praha: SNTL, 1990.
Němec, J. a kol. Pružnost a pevnost ve strojírenství. Praha: SNTL, 1989.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

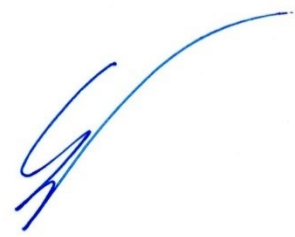
Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry



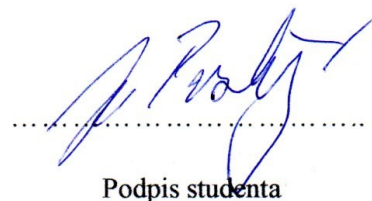

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V práci jsem použil interní údaje o technických parametrech převodovky získaných od firmy MORAVSKÝ VÝZKUM, s.r.o.

V Ostravě dne 15. května 2017




Podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto mojí závěrečnou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou diplomovou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této diplomové práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu u její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на ве́домі, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů – že tato diplomová práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 15.května 2017



Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jan Poslušný

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kyjovice 61, Kyjovice, 747 68

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

POSLUŠNÝ, J. *Kompaktní řešení šnekové převodovky pro kompaktní mobilní systémy*: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, 2017, 40 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Folta, Z. Ph.D.

Diplomová práce se zabývá optimalizací prototypu šnekové převodovky tak, aby bylo možné využít jednu skříň pro levou i pravou montovanou stranu v mobilním zařízení. Práce je zaměřena na návrh uspořádání komponent v převodovce a kontrolu nově použitých dílů sestavy. Výkresová dokumentace šneku a šnekového kola je přílohou této práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

POSLUŠNÝ, J. *Design Concept of a Worm Gearbox for Compact Mobile Systems*: Master thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2017, 40 p. Thesis head: doc. Ing. Folta, Z. Ph.D.

Master thesis is dealing with optimization of the worm gearbox from the mobile system. The principle is to make the gearbox applicable for left and right hand side of the mobile system. Master thesis is focused on drawing, numerical control and adjustment of internal components. Worm shaft and worm wheel blueprints are parts of this work.

Poděkování

Za pravidelné konzultace a cenné rady bych tímto rád poděkoval panu Ing. Danielovi Polákovi Ph.D., a také vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Zdeňkovi Foltovi Ph.D. za ochotnou pomoc a cenné rady. Za užitečné rady v oblasti zpracování MKP analýz panu Ing. Zdeňkovi Porubovi Ph.D. A v neposlední řadě celé mé rodině, která mě podporovala po dobu celého studia.

OBSAH

strana

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A ZKRATEK.....	- 9 -
1. ÚVOD	- 12 -
2. REŠERŠE.....	- 13 -
2.1. Kombinace tvaru šneku a šnekového kola	- 15 -
3. VARIANTY ŘEŠENÍ	- 18 -
3.1. Koncepce symetrického uspořádání komponent převodovky	- 18 -
3.2. Koncepce symetrické skříně s původním uspořádáním komponent	- 18 -
4. NÁVRH LOŽISKA	- 20 -
4.1. Postup návrhu	- 20 -
4.2. Základní rozměry navrženého ložiska	- 21 -
4.3. Kontrola ložiska dle ČSN ISO 76 - Statická únosnost.....	- 21 -
4.4. Kontrola ložiska dle ČSN ISO 281 - Dynamická únosnost a trvanlivost	- 25 -
4.5. Kontrola ložiskových kroužků	- 30 -
5. KONTROLA TĚHLICE	- 33 -
5.1. Provedené úpravy	- 33 -
5.2. Kontrola pomocí MKP	- 33 -
6. VÝPOČET ULOŽENÍ ŠNEKOVÉHO KOLA	- 37 -
6.1. Silové poměry v šnekovém soukolí	- 37 -
6.2. Výpočet pružin	- 39 -

7.	ZÁVĚR.....	- 41 -
8.	POUŽITÁ LITERATURA	- 42 -
9.	PŘÍLOHY	- 43 -

Seznam použitých značek a zkratek

a_w	osová vzdálenost	[mm]
b_m	koef. pro současně běžné užívanou ložiskovou ocel	[-]
d	vnitřní průměr ložiska	[mm]
d_1	roztečný průměr šneku	[mm]
d_2	roztečný průměr šnekového kola	[mm]
d_{w1}	valivý průměr šneku	[mm]
e	mezí hodnota poměru axiální a radiální síly	[-]
f_0	koeficient závislý na geometrii, přesnosti výroby a materiálu dle ČSN ISO 76	[-]
f_c	koeficient závislý na geometrii, přesnosti výroby a materiálu dle ČSN ISO 281	[-]
i	počet řad valivých těles ložiska	[-]
i_s	převod šnekového soukolí	[-]
l_0	volná délka pružiny	[mm]
l_1	délka pružiny po stlačení	[mm]
m_n	normální modul	[mm]
n_{jm}	jmenovité výstupní otáčky	[min ⁻¹]
p	exponent typu ložiska	[-]
$r_{p,ext}$	poloměr oběžné dráhy kuličky vnějšího kroužku v příčném řezu ložiska	[mm]
$r_{p,in}$	poloměr oběžné dráhy kuličky vnitřního kroužku v příčném řezu ložiska	[mm]
x	posunutí soukolí	[mm]
B	šířka ložiska	[mm]

C_{0r} _____ základní radiální statická únosnost _____ [MPa]
 C_r _____ základní radiální dynamická únosnost _____ [MPa]
 D _____ vnější průměr ložiska _____ [mm]
 $D_{p,ext}$ _____ průměr oběžné dráhy kuličky vnějšího kroužku v příčném řezu ložiska _____ [mm]
 $D_{p,in}$ _____ průměr oběžné dráhy kuličky vnitřního kroužku v příčném řezu ložiska _____ [mm]
 D_{pw} _____ průměr kružnice procházející středy valivých těles _____ [mm]
 D_w _____ průměr kuličky _____ [mm]
 F_1 _____ síla vyvinutá při stlačení pružiny _____ [N]
 F_a _____ axiální síla v uložení výstupu převodovky _____ [N]
 F_{A2} _____ axiální síla v ozubení šnekového kola _____ [N]
 F_{t1} _____ tečná síla v ozubení šneku _____ [N]
 F_r _____ radiální síla v uložení výstupu převodovky _____ [N]
 $L_{10}; L_{10h}$ _____ základní trvanlivost ložiska _____ [mil. otáček; hodin]
 M_{jm} _____ jmenovitý kroutící moment na výstupu převodovky _____ [Nm]
 M_{K1} _____ kroutící moment na vstupu převodovky _____ [Nm]
 M_{K2} _____ kroutící moment na výstupu převodovky = M_{max} _____ [Nm]
 M_{Kl} _____ klopný moment v uložení výstupu převodovky _____ [Nm]
 M_{max} _____ maximální kroutící moment na výstupu převodovky _____ [Nm]
 P_{0r} _____ radiální statické ekvivalentní zatížení _____ [N]
 P_r _____ radiální dynamické ekvivalentní zatížení _____ [N]
 R _____ tuhost pružiny _____ [N/mm]
 S_0 _____ statická bezpečnost ložiska _____ [-]
 X_0 _____ koeficient přepočtu radiální síly na ekv. zatížení _____ [-]
 X _____ koeficient přepočtu radiální síly na ekv. zatížení _____ [-]

Y_0 _____ koeficient přepočtu axiální síly na ekv. zatížení _____ [-]

Y _____ koeficient přepočtu axiální síly na ekv. zatížení _____ [-]

Z _____ počet valivých elementů ložiska _____ [-]

α _____ úhel styku ložiska s kosoúhlým stykem _____ [°]

γ _____ úhel stoupání šneku _____ [°]

Δl_1 _____ délka stlačení pružiny _____ [mm]

η_z _____ účinnost šnekového soukolí _____ [-]

σ _____ tahové, tlakové napětí _____ [MPa]

1. Úvod

Úkolem této diplomové práce je optimalizace stávající jednostranné šnekové převodovky (viz. kapitola 3) na oboustrannou a návrh potřebných nových dílů. Důvodem k řešení tohoto problému byla výroba skříně převodovky pro levou a pravou stranu kompaktního mobilního systému, ve kterém je převodovka používána. Podstatou úkolu je tedy navrhnout tvar skříně a uspořádání dílů uvnitř tak, aby jedna a ta samá skříň byla použitelná pro již zmíněnou levou i pravou montovanou stranu kompaktního mobilního systému.

Požadavek na zachování komponent:

- elektromotor Parvalux PM50-38 a jeho přípojemových rozměrů
- optický snímač pro určení výchozí polohy natočení výstupu šnekové převodovky

Zadané hodnoty:

- převod šnekového soukolí $i_s = 1:65$
- normálový modul zubu $m_n = 1,25$
- jmenovitý kroutící moment na výstupu převodovky $M_{jm} = 17 \text{ Nm}$
- maximální kroutící moment na výstupu převodovky $M_{max} = 57 \text{ Nm}$
- jmenovité výstupní otáčky $n_{jm} = 30 \text{ ot/min}$
- axiální síla v uložení výstupu převodovky $F_a = 1500 \text{ N}$
- klopný moment v uložení výstupu převodovky $M_{kl} = 400 \text{ Nm}$

Stanovené cíle:

- Návrh variant řešení zadání
- Úprava skříně převodovky
- Návrh a kontrola ložisek těhlice
- Návrh uložení šnekového kola ve stálé poloze
- Úprava a pevnostní kontrola hřídele těhlice

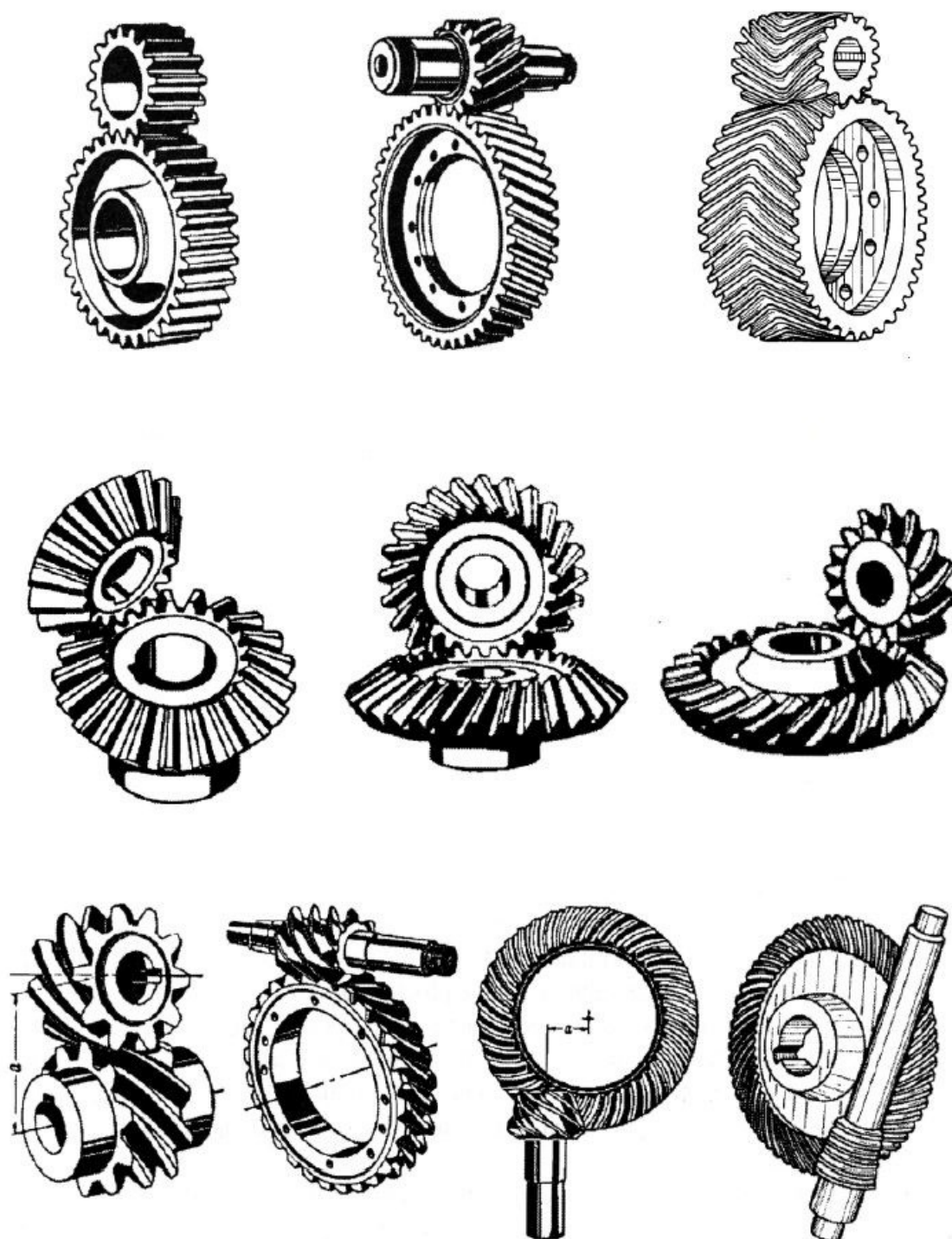
Součástí této diplomové práce je samostatná Technická zpráva [12], která je duševním vlastnictvím firmy MORAVSKÝ VÝZKUM, s.r.o. Citlivé informace a data jsou proto z této práce vyjmuty, nebo některé obrázky nahrazeny univerzálními obrázky. Technická zpráva je přístupná pouze na vyžádání ve firmě MORAVSKÝ VÝZKUM, s.r.o.

2. Rešerše

Stroje se obecně skládají z hnací a hnané části. Jelikož hnací část stroje mívá oproti hnané části většinou jiné otáčky, jiný smysl pohybu, jinou rychlost pohybu vkládají se mezi tyto koncové členy stroje převody. Převody slouží, jak už název napovídá, ke změně jedné či více veličin (změna otáček, změna rychlosti, změna smyslu pohybu, změna směru pohybu atd.).

Ozubené převody patří mezi nejvýznamnější a nejrozšířenější druh převodů. Ozubené soukolí se skládá z menšího kola (pastorek) a většího ozubeného kola (kolo).

Nejobecnější rozdělení ozubených převodů je podle vzájemné polohy os hřídelů. Dle tohoto kritéria je dělíme na rovnoběžné (válcová soukolí se zuby přímými, šikmými, šípovými), různoběžné (kuželová soukolí se zuby přímými, šikmými, zakřivenými) a mimoběžné (soukolí šroubová, šneková, hypoidní, spiroidní). Všechny vyjmenované typy soukolí jsou vyobrazeny na Obr. 2.1.



Obr. 2.1 – Typy ozubených soukolí

Šneková soukolí jsou určena pro převody mezi mimoběžnými hřídeli. To znamená, že neslouží pouze ke změně otáček, momentu, ale i ke změně směru proudění vstupní energie. Vyznačují se nízkým počtem zubů pastorku ($z_1 = 1; 2; 3$), který se rovná počtu chodů šroubového závitu, jehož tvar pastorek má.

Výhody:

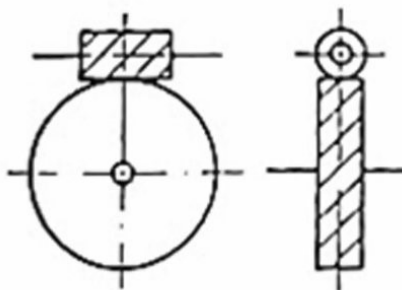
- Velký rozsah převodového poměru $i = 5$ až 120
- Tichý, klidný a plynulý chod
- Snáší velká zatížení
- Možnost samosvornosti
- přenášené výkony do 120 kW (v extrémních případech 1000 kW)
- Malé rozměry

Nevýhody:

- Velký skluz v ozubení
- Vyšší ztráty třením
- Nižší účinnost 45 až 90%
- Náročnější výroba ozubení
- Dražší výroba ozubení
- Případné odvádění tepla

2.1. Kombinace tvaru šneku a šnekového kola**Válcový šnek a válcové kolo**

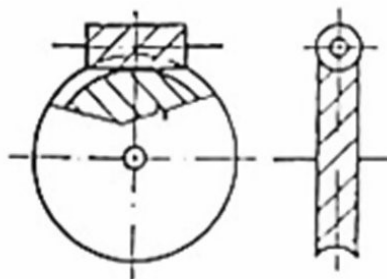
Obě komponenty mají tvar válce to znamená, že šnekové kolo je v podstatě kolo se šikmými zuby a šnek připomíná pohybový šroub. Tato kombinace se moc často nevyužívá kvůli bodovému styku zubů, pouze pro přenášení malých výkonů, občasný krátký provoz a ruční pohon. Výhodou je zde levná výroba soukolí.



Obr. 2.2 – Válcový šnek a válcové kolo

Válcový šnek a globoidní kolo

Je v praxi asi nejvíce užívanou kombinací šnekového soukolí. Šnek má tvar válce a šnekové kolo má tvar globoidu vytvořeného rotací kružnice, o průměru šneku, kolem své podélné osy. Dotyk je v tomto případě po celé šířce šnekového kola. Tato kombinace je vhodná pro střední výkony.



Obr. 2.3 – Válcový šnek a globoidní kolo

V této skupině se dále rozdělují šneky podle tvaru boční křivky zubu v příčném řezu:

a) Ozubení spirální

Lichoběžníkový profil zubu v osovém řezu, v normálním řezu jsou boky mírně vypouklé. Používá se u šneků s malým úhlem stoupání do 10° , protože vyžaduje speciální tvarový brusný kotouč pro broušení boků zubů.

b) Ozubení obecné

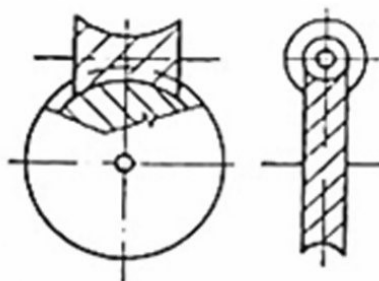
Má lichoběžníkový profil zubu v řezu normálním na střední šroubovici mezery i na střední šroubovici zubu. V řezu osovém jsou zuby mírně vypouklé a v příčném řezu mají zuby tvar obecné evolventní křivky. Boky zubů lze brousit kotoučem s přímkovými povrchkami na závitových bruskách.

c) Ozubení evolventní

Lichoběžníkový profil zubu v rovinných řezech tečných k základnímu válci. V normálním a osovém řezu jsou boky zubů mírně vypouklé. Příčný řez odhaluje evolventní tvar zubu. Používá se u šneků s počtem chodů větším jak 4.

Globoidní šnek i kolo

Dotyk zubů uskutečněn po celé šířce šnekového kola a celé délce šneku. Vhodné pro přenos velkých výkonů se zaručenou vysokou účinností a malým opotřebením zubů. To vše je způsobeno dotykem vypuklého kola s vydutým šnekem, čímž je najednou v záběru více zubů než u kombinace s válcovým šnekem. Tyto výhody však s sebou nesou větší nároky na speciální výrobu a vysokou cenu.



Obr. 2.4 – Globoidní šnek a globoidní kolo

Globoidní šnek a válcové kolo

Má podobné vlastnosti jako soukolí globoidního kola a válcového šneku, ovšem v praxi se nevyužívá.

3. Varianty řešení

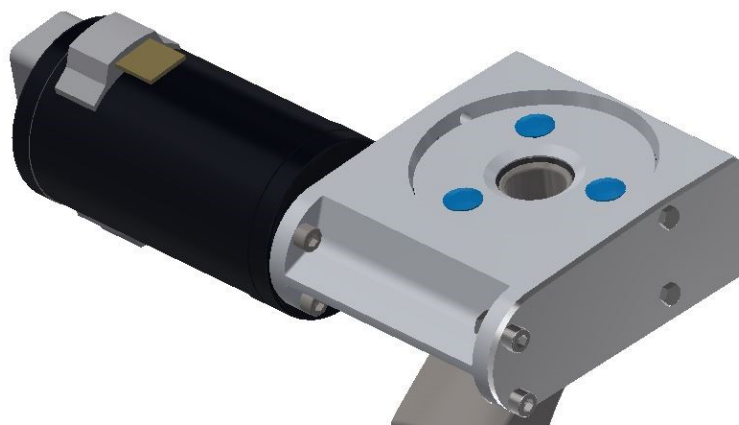
3.1. Koncepce symetrického uspořádání komponent převodovky

Jedním z možných řešení, pro to, aby bylo možné použít jednu skříň převodovky na obě montované strany, je upravit a uspořádat vnitřní komponenty převodovky do symetrického seskupení vůči horizontální rovině šnekového kola. To znamená, že od šnekového kola na obě strany jsou komponenty rozloženy ve stejném pořadí s tím rozdílem, že vždy na spodní straně je vnitřní kroužek ložiska opřen o osazení těhlice a na horní straně je zajištěn KM maticí.

Krouticí moment z motoru, resp. šnekové hřídele, je stejně jako u původního řešení přenášen přes šnekové kolo spojené s hřídelí těhlice pomocí tří těsných per. Upraveno však bylo zajištění totožné vertikální polohy podélné osy šnekového hřídele a střední horizontální roviny šnekového kola. (viz. Technická zpráva [12], kapitola 4.1, str. 19)

3.2. Koncepce symetrické skříně s původním uspořádáním komponent

Nejjednodušším řešením pro zadavatele tohoto úkolu by byla varianta vyobrazena na Obr. 4.5 (viz. Technická zpráva [12], kapitola 4.2, str. 21). Jedná se o zcela původní koncepci modelu, s tím rozdílem že skříň převodovky je zrcadlená přes rovinu rovnoběžnou s plochou pro připojení elektromotoru a ramene procházející středem šnekového kola. Dalším upraveným dílem by byla šneková hřídel, která by musela být také symetrická. Navíc, oproti původnímu řešení, by se vyrábělo pouze hliníkové víčko, které by bylo použito k zaslepení nevyužité připojovací strany, jak je vidět na Obr. 3.1. Jediným nedostatkem tohoto řešení by mohl být chybějící prostor na odvrácené straně zavěšení, při propružení ramene a tím způsobeným pohybem převodovky ve svislém směru.



Obr. 3.1 – Koncepce se symetrickou skříní (zavíčkovaná)

Rozhodujícím kritériem pro výběr jednoho z variantních řešení bylo zvětšení rozměrů v případě koncepce se symetrickou skříní. V tomto případě by mohl nastat problém popsáný v poslední větě podkapitoly 3.2 a to by pro zadavatele znamenalo úpravu dalších částí mobilního systému, pro který je převodovka určena. Z toho plyne, že dále se bude tato práce zabývat návrhem převodovky se symetrickým uspořádáním vnitřních komponent.

4. Návrh ložiska

4.1. Postup návrhu

Jak již bylo řečeno v kapitole 3 jediné komponenty převodovky, které setrvaly na svém původním umístění jsou šnekové kolo, šneková hřídel a její uložení (ložiska).

Hlavním a zásadním problémem při úpravě vnitřních komponent byl návrh ložisek. Ložiska musela splňovat dvě podmínky, a to přenést veškerá zatížení (axiální zatížení $F_a = 1500 \text{ N}$ a účinek klopného momentu $M_{kl} = 400 \text{ Nm}$ od těhlice) a nepřevyšovat šířku ložiska $B = 10 \text{ mm}$. Toto byla maximální přípustná šířka ložiska, které by bylo umístitelné do skříně bez nárůstu rozměrů převodovky.

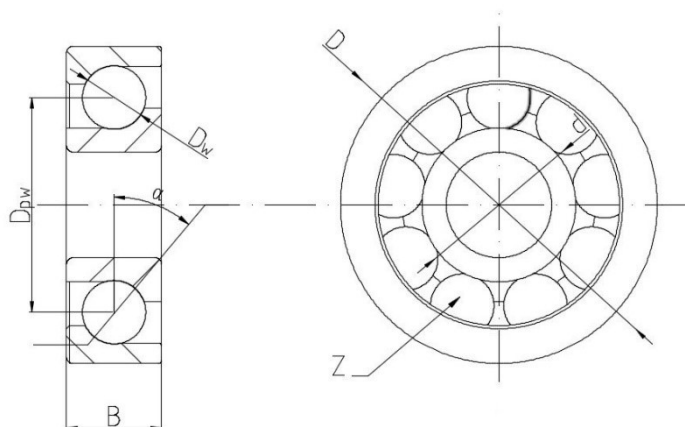
Vzhledem k tomu, že na ložiska působí i axiální síla o velikosti $F_a = 1500 \text{ N}$ zúžil se výběr ložisek na kuželíková a kuličková s kosoúhlým stykem. Prvními kandidáty byly kuželíková ložiska pro svojí velikou únosnost. Vzhledem k maximální šířce ovšem nevyhovovalo žádné z řady běžně vyráběných. Proto přišly na řadu kuličková ložiska s kosoúhlým stykem, která nemají tak velkou únosnost v porovnání s kuželíkovými, ale na druhou stranu jsou kompaktnější, co se týče šířky B . Po dalším zdlouhavém a namáhavém kombinování a přepočítávání velikosti radiální síly z klopného momentu, která byla pro každé ložisko jinak velká, a vzhledem k tomu i přepočítávání únosnosti ložisek, jsem se rozhodl pro návrh vlastního ložiska. Rozhodl jsem se pro kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem.

Vlastní ložisko jsem přizpůsobil rozměrům a možnostem skříně převodovky a zároveň jsem jej využil jako víčko skříně, čehož jsem dosáhl utěsněním ložiska gumovým O-kroužkem na vnější straně.

Kuličky jsem zvolil standartní nakupované s tvrdostí 60 - 66 HRC. Vnější a vnitřní kroužek navrhuji vyrábět z ložiskové oceli ČSN 14 109 specifikace materiálu dle ČSN 41 4109 (viz. Tab. 4.7).

4.2. Základní rozměry navrženého ložiska

Mezi základní rozměry ložiska zpravidla patří vnější průměr D , vnitřní průměr d a šířka ložiska B . Pro výpočet statické a dynamické únosnosti a trvanlivosti ložiska je ovšem zapotřebí znát ještě počet valivých elementů Z , úhel styku α , průměr kuličky D_w a průměr kružnice procházející středy valivých těles D_{pw} .



Obr. 4.1 – Základní rozměry navrženého ložiska

4.3. Kontrola ložiska dle ČSN ISO 76 - Statická únosnost

Základní radiální statická únosnost pro jednořadá ložiska

$$C_{0r} = f_0 \cdot i \cdot Z \cdot D_w^2 \cdot \cos \alpha = 14\,714,2\,N \quad (4.1)$$

Výpočet platí pro ložiska s poloměrem oběžné dráhy v příčném řezu r_p ne větším než $0,52D_w$ pro vnitřní kroužek a $0,53D_w$ pro vnější kroužek kuličkových ložisek i kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem.

Rozměr oběžné dráhy kuličky vnitřního a vnějšího kroužku

$$r_{p,in} = 0,52 \cdot D_w = 0,52 \cdot 5 = 2,6\,mm \Rightarrow \phi D_{p,in} = 5,2\,mm \quad (4.2)$$

$$r_{p,ext} = 0,53 \cdot D_w = 0,53 \cdot 5 = 2,63\,mm \Rightarrow \phi D_{p,ext} = 5,26\,mm \quad (4.3)$$

Průměry $D_{p,in}$ a $D_{p,ext}$ je nutno zachovat při výrobě vnějšího a vnitřního kroužku ložiska.

Pro volbu koeficientu f_0 je nejprve nutno vyčíslit hodnotu dle následujícího vzorce.

$$\frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} = 0,049 \quad (4.4)$$

Dále v Tab. 4.1 zvolit nejbližší nižší a nejbližší vyšší hodnotu a velikost koeficientu f_0 lineárně interpolovat.

V tomto případě:

$$0,04 \rightarrow f_0 = 15,5$$

$$0,05 \rightarrow f_0 = 15,7$$

Vypočte se rozdíl hodnot, který se rozdělí na deset dílů. Nakonec se k nižší hodnotě f_0 přičte devět z deseti dílů.

$$15,7 - 15,5 = 0,2$$

$$0,2 : 10 = 0,02$$

$$f_0 = 15,5 + (9 \cdot 0,02) = 15,68$$

Tab. 4.1 – Hodnoty koeficientu f_0 pro radiální kuličková ložiska [6]

$\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$	Koeficient f_0		
	Radiální kuličková ložiska		Axiální kuličková ložiska
	radiální a s kosým stykem	naklápeči	
0	14,7	1,9	61,6
0,01	14,9	2	60,8
0,02	15,1	2	59,9
0,03	15,3	2,1	59,1
0,04	15,5	2,1	58,3
0,05	15,7	2,1	57,5
0,06	15,9	2,2	56,7
0,07	16,1	2,2	55,9
0,08	16,3	2,3	55,1
0,09	16,5	2,3	54,3
0,1	16,4	2,4	53,5
0,11	16,1	2,4	52,7
0,12	15,9	2,4	51,9
0,13	15,6	2,5	51,2
0,14	15,4	2,5	50,4
0,15	15,2	2,6	49,6
0,16	14,9	2,6	48,8
0,17	14,7	2,7	48
0,18	14,4	2,7	47,3
0,19	14,2	2,8	46,5
0,2	14	2,8	45,7
0,21	13,7	2,8	45
0,22	13,5	2,9	44,2
0,23	13,2	2,9	43,5
0,24	13	3	42,7
0,25	12,8	3	41,9
0,26	12,5	3,1	41,2
0,27	12,3	3,1	40,5
0,28	12,1	3,2	39,7
0,29	11,8	3,2	39
0,3	11,6	3,3	38,2
0,31	11,4	3,3	37,5
0,32	11,2	3,4	36,8
0,33	10,9	3,4	36
0,34	10,7	3,5	35,3
0,35	10,5	3,5	34,6
0,36	10,3	3,6	—
0,37	10	3,6	—
0,38	9,8	3,7	—
0,39	9,6	3,8	—
0,4	9,4	3,8	—

POZNÁMKA Hodnoty v tabulce jsou vypočteny podle Hertze pro bodový styk s modulem pružnosti $2,07 \times 10^5$ MPa a Poissonova koeficientu 0,3. Takovéto rozdělení zatížení pro kuličková ložiska dá maximální zatížení na kuličku $\frac{5 F_r}{Z \cos \alpha}$ pro radiální kuličková ložiska a pro axiální kuličková ložiska $\frac{F_a}{Z \sin \alpha}$. Hodnoty f_0 pro neuvedené $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$ se určí lineární interpolací.

Radiální statické ekvivalentní zatížení pro jednořadá ložiska

Použije se větší výsledek z následujících dvou vzorců. (Výsledky viz. [12])

$$P_{0r} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a [N] \quad (4.5)$$

$$P_{0r} = F_r [N] \quad (4.6)$$

Hodnoty X_0 a Y_0 se určí dle Tab. 4.2

Tab. 4.2 – Hodnoty koeficientů X_0 a Y_0 pro kuličková ložiska [6]

Typ ložiska		Jednořadá ložiska		Dvouřadá ložiska	
		X_0	Y_0	X_0	Y_0
Radiální ^a		0,6	0,5	0,6	0,5
S kosým stykem, $\alpha =$	5°	0,5	0,52	1	1,04
	10°	0,5	0,5	1	1
	15°	0,5	0,46	1	0,92
	20°	0,5	0,42	1	0,84
	25°	0,5	0,38	1	0,76
	30°	0,5	0,33	1	0,66
	35°	0,5	0,29	1	0,58
	40°	0,5	0,26	1	0,52
	45°	0,5	0,22	1	0,44
Naklápěcí, $\alpha \neq 0^\circ$		0,5	$0,22 \cot \alpha$	1	$0,44 \cot \alpha$
^a Dovolená maximální hodnota F_a/C_{0r} je závislá na konstrukci ložiska (vnitřní vůli a hloubce oběžné dráhy).					

Statická bezpečnost

$$S_0 = \frac{C_{0r}}{P_{0r}} = \frac{14\,714,2}{F_r} = 2,1 \quad (4.7)$$

Pro srovnání výsledku statické bezpečnosti s minimálními hodnotami pro určitý pohybový stav a způsob zatížení slouží Tab. 4.3. V případě mnou kontrolovaných ložisek se zaměřím na pomalý kývavý pohyb s velkými úhly výkyvu, kde minimální hodnota statické bezpečnosti je rovna 1,5.

Tab. 4.3 – Směrné hodnoty statické bezpečnosti S_0 pro kuličková ložiska

Pohybový stav	Způsob zatížení Požadavek na chod ložiska	s_0 pro ložiska se stykem	
		bodovým	čárovým
Pomalé otáčení	Velké rázové zatížení Zvýšené požadavky na klidný chod	2	4
	Normální provoz	1	2
	Klidný chod bez rázů	0,5	1
Kývání	Rychlé s malými úhly výkyvu Nerovnoměrné rázové zatížení	2	3,5
	Pomalé s velkými úhly výkyvu	1,5	2
	Pomalé s malými úhly výkyvu	0,2	1
Klid	Po velkém stacionárním zatížení s rázy následuje chod s menší dynamikou	1 až 1,5	2 až 3
	Po malém a normálním stacionárním zatížení následuje klidný chod bez rázů	0,4 až 1	0,8 až 2
Axiální soudečková ložiska pro všechny pohybové stavy A způsoby zatížení			4

4.4. Kontrola ložiska dle ČSN ISO 281 - Dynamická únosnost a trvanlivost

Základní radiální dynamická únosnost je dána vztahem

$$C_r = b_m \cdot f_c (i \cdot \cos \alpha)^{0,7} \cdot Z^{\frac{2}{3}} \cdot D_w^{1,8} = 12\,147,2\,N \quad \text{pro } D_w \leq 25,4\,mm \quad (4.8)$$

kde:

b_m – koeficient pro současně běžně užívanou ložiskovou ocel volen dle Tab. 4.4

f_c – koeficient závislý na geometrii, přesnosti výroby a materiálu volen dle Tab. 4.5

Výpočet platí pro ložiska s poloměrem oběžné dráhy v příčném řezu r_p ne větším než $0,52D_w$ pro vnitřní kroužek a $0,53D_w$ pro vnější kroužek kuličkových ložisek i kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem.

Pro volbu koeficientu f_c je, stejně jako u statické kontroly, nutno vyčíslit si hodnotu dle následujícího vzorce.

$$\frac{D_w \cdot \cos \alpha}{D_{pw}} = 0,049 \quad (4.9)$$

Dále v Tab. 4.5 zvolit nejbližší nižší a nejbližší vyšší hodnotu a velikost koeficientu f_c lineárně interpolovat.

V tomto případě:

$$0,04 \rightarrow f_c = 43,8$$

$$0,05 \rightarrow f_c = 46,7$$

Vypočte se rozdíl hodnot, který se rozdělí na deset dílů. Nakonec se k nižší hodnotě f_c přičte devět z deseti dílů.

$$46,7 - 43,8 = 2,9$$

$$2,9 : 10 = 0,29$$

$$f_c = 43,8 + (9 \cdot 0,29) = 46,41$$

Tab.4.4 - Hodnoty b_m pro radiální kuličková ložiska [7]

Typ ložiska	b_m
Radiální kuličková ložiska a radiální kuličková ložiska s kosohřílným stykem (kromě ložisek s plnicí drážkou a vyklápěcích ložisek) a kuličková ložiska naklápací	1,3
Kuličková ložiska s plnicí drážkou	1,1

Tab. 4.5 – Hodnoty koeficientu f_c pro radiální kuličková ložiska [7]

$\frac{D_w \cos \alpha^a}{D_{pw}}$	Koeficient f_c			
	Radiální kuličková ložiska jednořadá a dvouřadá s kosoúhlým stykem	Radiální kuličková ložiska dvouřadá	Radiální kuličková ložiska jednořadá a dvouřadá naklápečí	Radiální kuličková ložiska jednořadá rozebiratelná (ložiska se snímatelným kroužkem)
0,01	29,1	27,5	9,9	9,4
0,02	35,8	33,9	12,4	11,7
0,03	40,3	38,2	14,3	13,4
0,04	43,8	41,5	15,9	14,9
0,05	46,7	44,2	17,3	16,2
0,06	49,1	46,5	18,6	17,4
0,07	51,1	48,4	19,9	18,5
0,08	52,8	50	21,1	19,5
0,09	54,3	51,4	22,3	20,6
0,1	55,5	52,6	23,4	21,5
0,11	56,6	53,6	24,5	22,5
0,12	57,5	54,5	25,6	23,4
0,13	58,2	55,2	26,6	24,4
0,14	58,8	55,7	27,7	25,3
0,15	59,3	56,1	28,7	26,2
0,16	59,6	56,5	29,7	27,1
0,17	59,8	56,7	30,7	27,9
0,18	59,9	56,8	31,7	28,8
0,19	60	56,8	32,6	29,7
0,2	59,9	56,8	33,5	30,5
0,21	59,8	56,6	34,4	31,3
0,22	59,6	56,5	35,2	32,1
0,23	59,3	56,2	36,1	32,9
0,24	59	55,9	36,8	33,7
0,25	58,6	55,5	37,5	34,5
0,26	58,2	55,1	38,2	35,2
0,27	57,7	54,6	38,8	35,9
0,28	57,1	54,1	39,4	36,6
0,29	56,6	53,6	39,9	37,2
0,3	56	53	40,3	37,8
0,31	55,3	52,4	40,6	38,4
0,32	54,6	51,8	40,9	38,9
0,33	53,9	51,1	41,1	39,4
0,34	53,2	50,4	41,2	39,8
0,35	52,4	49,7	41,3	40,1
0,36	51,7	48,9	41,3	40,4
0,37	50,9	48,2	41,2	40,7
0,38	50	47,4	41	40,8
0,39	49,2	46,6	40,7	40,9
0,4	48,4	45,8	40,4	40,9

^a Hodnoty f_c , které jsou v rozmezí hodnot $\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}$, se stanoví lineární interpolací.

Radiální dynamické ekvivalentní zatížení pro jednořadá ložiska

$$P_r = XF_r + YF_a = 7015,3 \text{ N} \quad (4.10)$$

kde hodnoty X a Y jsou určeny dle Tab. 4.6.

Tab. 4.6 – Hodnoty X a Y pro radiální kuličková ložiska [7]

Typ ložiska	„Relativní axiální zatižení“ ^{a, b}		Jednořadá ložiska				Dvouřadá ložiska				e
			$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Radiální kuličková ložiska	$\frac{f_0 F_a}{C_{0r}}$ ^c	$\frac{F_a}{i Z D_w^2}$									
	0,172	0,172				2,3				2,3	0,19
	0,345	0,345				1,99				1,99	0,22
	0,689	0,689				1,71				1,71	0,26
	1,03	1,03				1,55				1,55	0,28
	1,38	1,38	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,3
	2,07	2,07				1,31				1,31	0,34
	3,45	3,45				1,15				1,15	0,38
	5,17	5,17				1,04				1,04	0,42
	6,89	6,89				1				1	0,44

Tab. 4.6 – Pokračování

Kuličková ložiska s kosoúhlým stykem	$\alpha = 5^\circ$	0,173	0,172	1	0	Pro tento typ ložiska se používají hodnoty X, Y a e uvedené pro radiální kuličková ložiska		1	0,78	2,78	3,74	0,23
		0,346	0,345							2,4	3,23	0,26
		0,692	0,689							2,07	2,78	0,3
		1,04	1,03							1,87	2,52	0,34
		1,38	1,38							1,75	2,36	0,36
		2,08	2,07							1,58	2,13	0,4
		3,46	3,45							1,39	1,87	0,45
		5,19	5,17							1,26	1,69	0,5
		6,92	6,89							1,21	1,63	0,52
	$\alpha = 10^\circ$	0,175	0,172	1	0	0,46	1,88	1	0,75	2,18	3,06	0,29
		0,35	0,345				1,71			1,98	2,78	0,32
		0,7	0,689				1,52			1,76	2,47	0,36
		1,05	1,03				1,41			1,63	2,29	0,38
		1,4	1,38				1,34			1,55	2,18	0,4
		2,1	2,07				1,23			1,42	2	0,44
		3,5	3,45				1,1			1,27	1,79	0,49
		5,25	5,17				1,01			1,17	1,64	0,54
		7	6,89				1			1,16	1,63	0,54
	$\alpha = 15^\circ$	0,178	0,172	1	0	0,44	1,47	1	0,72	1,65	2,39	0,38
		0,357	0,345				1,4			1,57	2,28	0,4
		0,714	0,689				1,3			1,46	2,11	0,43
		1,07	1,03				1,23			1,38	2	0,46
		1,43	1,38				1,19			1,34	1,93	0,47
		2,14	2,07				1,12			1,26	1,82	0,5
		3,57	3,45				1,02			1,14	1,66	0,55
		5,35	5,17				1			1,12	1,63	0,56
		7,14	6,89				1			1,12	1,63	0,56
	$\alpha = 20^\circ$	—	—	1	0	0,43	1	1	0,7	1,09	1,63	0,57
	$\alpha = 25^\circ$	—	—			0,41	0,87			0,92	1,41	0,68
	$\alpha = 30^\circ$	—	—			0,39	0,76			0,78	1,24	0,8
	$\alpha = 35^\circ$	—	—			0,37	0,66			0,66	1,07	0,95
	$\alpha = 40^\circ$	—	—			0,35	0,57			0,55	0,93	1,14
	$\alpha = 45^\circ$	—	—			0,33	0,5			0,47	0,81	1,34
Kuličková ložiska naklápěcí				1	0	0,4	$0,4 \cot \alpha$	1	$0,42 \cot \alpha$	0,65	$0,65 \cot \alpha$	$1,5 \tan \alpha$
Kuličková ložiska jednořadá rozebíratelná (ložiska se snímatelným kroužkem)				1	0	0,5	2,5	—	—	—	—	0,2
^a Dovolena maximální hodnota závisí na konstrukci ložiska (vůli v ložisku a hloubce drážky oběžné dráhy). Použití prvního nebo druhého sloupce je závislé na dostupných informacích. ^b Hodnoty X, Y a e pro hodnoty v rozmezí „relativního axiálního zatížení“ a/nebo úhlu styku, se stanoví lineární interpolací. ^c Hodnoty f_0 , viz ISO 76.												

Výpočet poměru axiální a radiální síly potřebného pro volbu X a Y

$$\frac{F_a}{F_r} = 0,2 \quad (4.11)$$

Poměr axiální síly ku radiální síle je menší než mezní hodnota $e = 1,14$.

Základní trvanlivost

$$L_{10} = \left(\frac{Cr}{Pr} \right)^p = \left(\frac{12\,147,2}{7015,3} \right)^3 = 5,2 \text{ mil. otáček} \quad (4.12)$$

kde: - pro kuličková ložiska $p = 3$

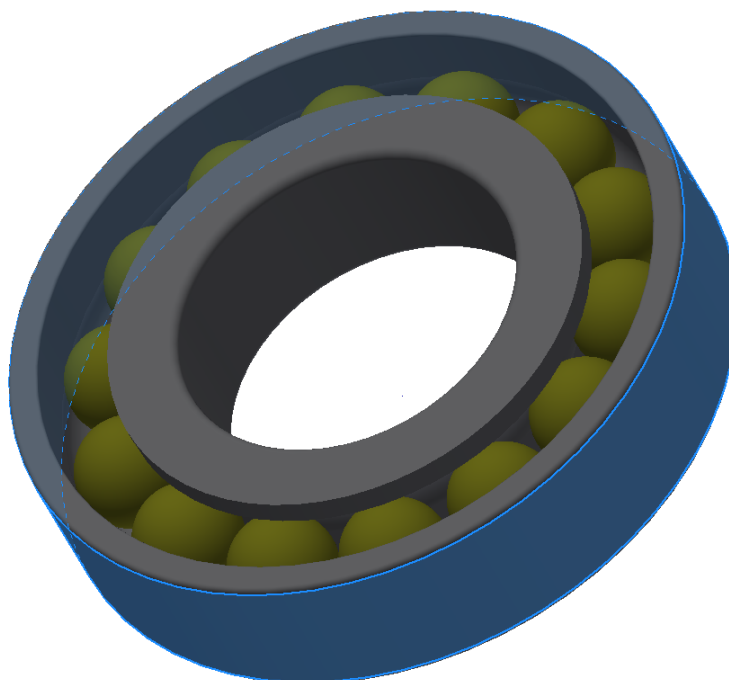
- pro válečková, jehlová, soudečková a kuželíková $p = 10/3$

$$L_{10h} = L_{10} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} = 5,2 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 30} = 2884,4 \text{ hodin} \quad (4.13)$$

4.5. Kontrola ložiskových kroužků

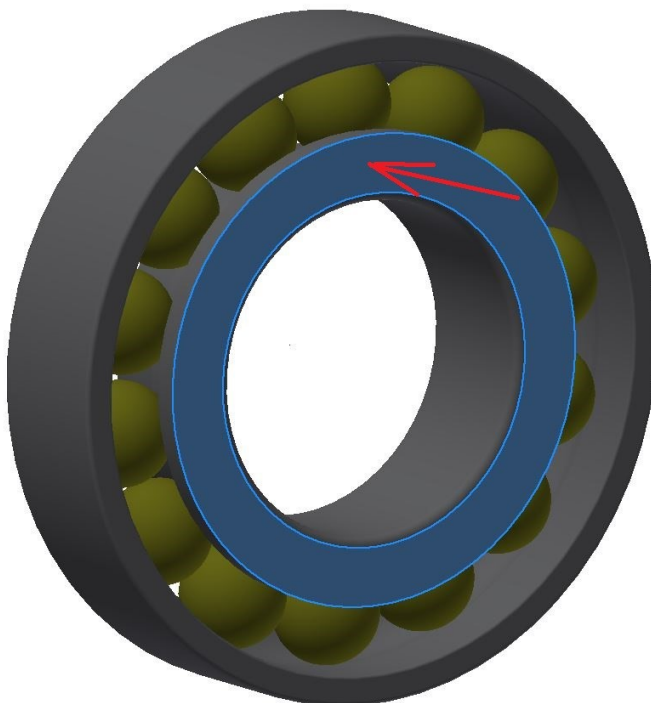
Mnou navržené ložisko má, z důvodu větší únosnosti a taky z důvodu absence ložiskové klece, průměr kružnice tvořené středy valivých těles navržený tak, aby se do dráhy vměstnalo co nejvíce zvolených kuliček průměru 5 mm a aby měly kuličky mezi sebou jen nepatrnou mezeru (vůli). Velké množství ložiskových kuliček a předcházející výpočet kontroly ložiska mně ujistil v tom, že kuličky a oběžné dráhy ložiska zadané zatížení snesou. Proto jsem se rozhodl kontrolu metodou konečných prvků zjednodušit pouze na kontrolu vnějšího a vnitřního kroužku.

Ložisko bylo zavazbeno jako v reálném případě, tudíž na vnější obvodové ploše. Mezi oběžnými drahami a kuličkami bylo pro zjednodušení nastavena pevná vazba.

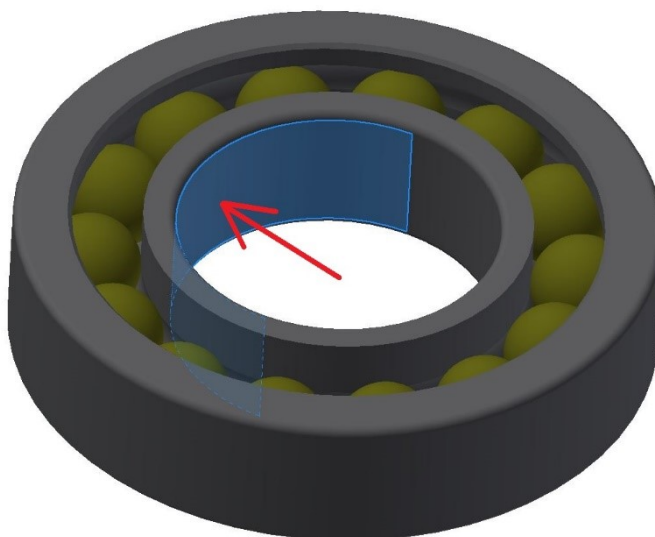


Obr. 4.2 – Vazba

Zatížení ložisek bylo bráno stejné jako u výpočtů v podkapitolách 5.3 a 5.4 (viz. Technická zpráva [12]). To znamená axiální síla působící na styku ložiska a opěrné plochy těhlice na spodní straně převodovky, resp. plochy podložky MB na horní straně převodovky. Umístění axiální síly zobrazeno na Obr. 4.3. A radiální síla způsobena zadaným klopným momentem na těhlici, jejíž velikost vychází pro toto konkrétní ložisko. Radiální síla je umístěna pouze na polovinu plochy malého průměru vnitřního kroužku (viz. Obr. 4.4)



Obr. 4.3 – Axiální síla



Obr. 4.4 – Radiální síla

Výsledky napětí a deformace ložiska vypočtené programem ANSYS zobrazeny na obrázcích 5.5 až 5.7 (viz. Technická zpráva [12], kapitola 5, str. 35).

Z výsledků je především patrné, že největší napětí bude působit ve stykových plochách kuliček a oběžných drah. Vzhledem k navrženému materiálu pro ložiskové kroužky 14 109, jehož mechanické vlastnosti vypsány v Tab. 4.7 a maximálnímu napětí je statická bezpečnost přibližně rovna 2. Což je hodnota shodující se s výsledkem ze statického výpočtu v podkapitole 5.3 (viz. Technická zpráva [12], str. 27).

Tab.4.7 - Mechanické vlastnosti materiálu 14 109 dle ČSN 41 4109

Mez kluzu	[Mpa]	441
Pevnost v tahu	[Mpa]	608 až 726
Tažnost	[%]	18
Kontrakce	[%]	35
Nejvyšší tvrdost podle Brinella HB		210

5. Kontrola těhlice

5.1. Provedené úpravy

Jak je zřejmé z Obr. 6.1 (viz. Technická zpráva [12], kapitola 6.1, str. 36) těhlice byla upravována především a jen v oblasti „hřídele těhlice“, kde došlo ke zvětšení a také sjednocení vnějšího průměru. Kde největší průměr původního hřídele těhlice byl zvětšen z 35 mm na nyníjších 40 mm. Díky této změně mohlo dojít zároveň k nárůstu průměru díry v hřídeli těhlice, kudy je vedena kabeláž, z původních 23 mm na 30 mm. Další změnou je snížení počtu závitů vyráběných na těhlici. Ze dvou závitů zbyl pouze jeden, který je určen k sevření všech komponent v jeden celek.

5.2. Kontrola pomocí MKP

Kontrola metodou konečných prvků byla prováděna za pomoci programu ANSYS Workbench.

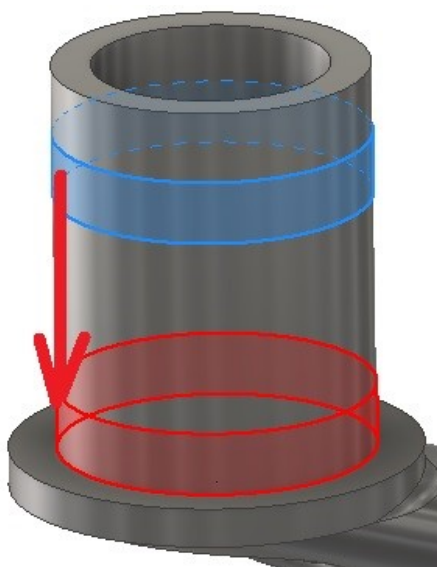
V této podkapitole bude vždy popsán určitý krok provedený v programu ANSYS, který bude doprovázen ilustrací.

Prvním krokem při řešení jakékoli úlohy, v níž se objevuje silová soustava, je vyřešit vazby. Zde, jak je patrné z Obr. 5.1, byla těhlice zavazbena v bodě pomyslného středu kola. V tomto bodě byl těhlici zamezen pohyb i rotace ve všech třech osách kartézského souřadnicového systému. Po zatížení silami a momenty tato vazba představuje reálný stav stojícího kola těsně před tím, než ho tyto síly uvedou do pohybu.



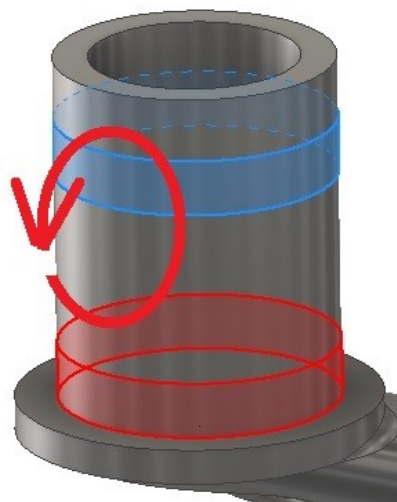
Obr. 5.1 – Vazba všech pohybů a natočení těhlice

V místech styku hřídele těhlice s vnitřními kroužky ložisek byly vytvořeny pomyslné plochy, kde byla zavedena axiální síla $F_a = 1500 \text{ N}$. Je to síla přenášená z těhlice do skříně převodovky a dále do ramene skrze ložiska.



Obr. 5.2 – Axiální síla

Další zatížení přenášené mezi těhlicí a skříní převodovky prostřednictvím ložisek je klopný moment o velikosti $M_{kl} = 400 \text{ Nm}$ (Obr. 5.3).



Obr. 5.3 – Klopný moment

Motor přivádí svůj krouticí moment přes hřídelovou spojku do šnekové hřídele, kde je jeho smysl otáčení převeden pomocí šnekového kola. Tímto výstupním krouticím momentem je natáčeno těhlicí. Největší odpor proti tomuto krouticímu momentu nastává v okamžiku těsně před pootočením těhlice. Z toho také vyplývá volba pevné vazby na počátku této podkapitoly. Krouticí moment je umístěn do třech ploch v dírách pro těsná pera, kudy dochází k jeho přenosu mezi šnekovým kolem a těhlicí.



Obr. 5.4 – Moment přenesený z motoru přes šnekový převod

Základem správného výpočtu v MKP je správně nastavená velikost elementů tvořící síť tělesa. Proto je vždy snaha volit optimální velikost s ohledem na přesnost výpočtu, ale i s ohledem na výpočetní kapacitu dostupného hardware. V tomto případě je velikost

elementu nastavena na 0,5 mm. Zobrazeno na obrázcích 6.6 a 6.7 (viz. Technická zpráva [12], kapitola 6.2, str. 39)

Na obrázcích 6.8 až 6.10 (viz. Technická zpráva [12], kapitola 6.2) jsou již vyobrazeny výsledky MKP analýzy. Obr. 6.8 prezentuje rozložení ekvivalentního napětí v materiálu a umístění jeho maximální hodnoty. V upravené části těhlice a ani v místech přenosu kroutícího momentu se nevyskytuje žádné větší, nebo stabilitu dílu ohrožující napětí. Což znamená, že není třeba hřidel těhlice nijak tvarové, ani rozměrově upravovat. Naopak je patrné, že bude-li v budoucnu požadováno zvětšení otvoru pro kabeláž je to možné.

Vzhledem k orientaci zatížení těhlice je možno usoudit, že špička napětí nebude mít destruktivní vliv na materiál těhlice. Jelikož se jedná o místo zatížené tlakem znamená to, že nebude působit pozitivně na růst trhlin v materiálu.

Na vnější straně těhlice, kde se vyskytuje napětí tahové s maximální hodnotou do 300 MPa, žádné nebezpečí také nehrozí. Zatěžování těhlice se totiž předpokládá více statické než dynamické.

6. Výpočet uložení šnekového kola

Šnekové kolo budou v jeho ideální poloze (totožnost střední vodorovné roviny šnekového kola a šnekové hřídele) udržovat pružinky umístěné z obou stran kola, (viz. Obr. 7.1 Technická zpráva [12]). Pro určení velikosti a počtu pružinek je třeba nejprve zjistit jaké síly mohou působit ve šnekovém soukolí.

6.1. Silové poměry v šnekovém soukolí

Z Obr. 6.1 je patrné, že síly, které se budou snažit šnekové kolo vychýlit z jeho ideální polohy jsou F_{A2} , resp. F_{t1} (stejně velká, opačně orientovaná).

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\sin \gamma} = \frac{1,25 \cdot 1}{\sin 5,4615} = 13,205 \text{ mm}$$

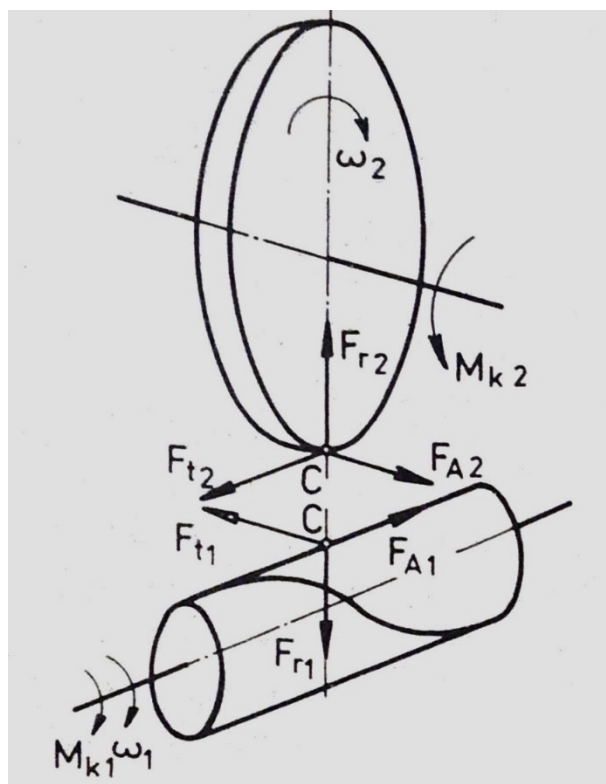
$$d_2 = \frac{m_n}{\cos \gamma} \cdot z_2 = \frac{1,25}{\cos 5,4315} \cdot 65 = 81,616 \text{ mm}$$

$$x = \frac{a_w - 0,5 \cdot (d_1 + d_2)}{m_n} = \frac{50 - 0,5(13,205 + 81,616)}{1,25} = 2,07 \text{ mm}$$

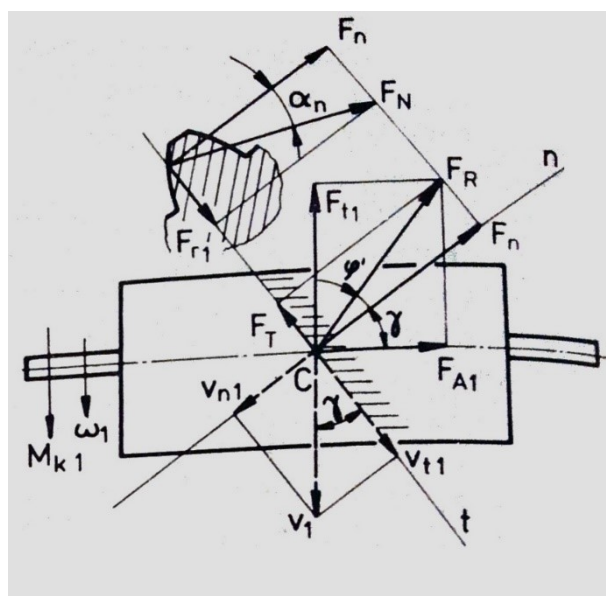
$$d_{w1} = d_1 + 2 \cdot x \cdot m_n = 13,205 + 2 \cdot 2 \cdot 1,25 = 18,205 \text{ mm}$$

$$M_{k1} = \frac{M_{k2}}{i \cdot \eta_z} = \frac{57}{65 \cdot 0,75} = 1,17 \text{ Nm} \quad (6.1)$$

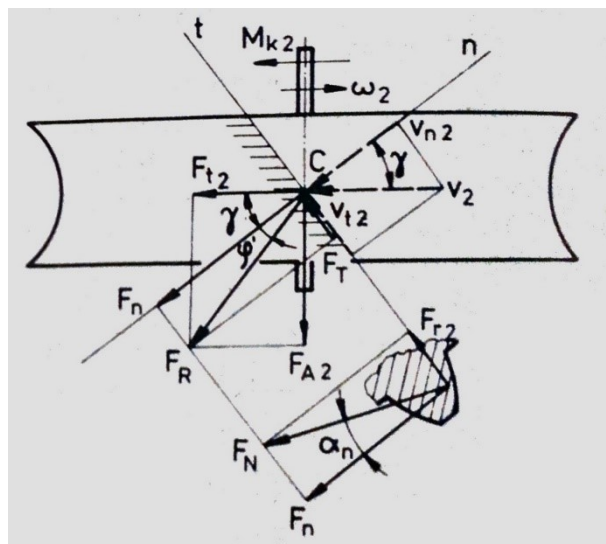
$$F_{t1} = \frac{2 \cdot M_{k1}}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 1,17}{0,018205} = 128,5 \text{ N} \quad (6.2)$$



Obr. 6.1 – Silové poměry šnekového soukolí [5]



Obr. 6.2 – Silové poměry šnekové hřídele [5]



Obr. 6.3 – Silové poměry šnekového kola [5]

6.2. Výpočet pružin

Vzhledem k tomu, že vinutá (šroubovitá) pružina má lineární charakteristiku zatěžování, je výpočet síly vyvinuté stlačenou pružinou jednoduchý. Jediný vztah, který je potřeba k tomuto znát je vzorec (6.3) pro výpočet tuhosti pružiny.

$$R = \frac{F_1}{\Delta l_1} \Rightarrow F_1 = R \cdot \Delta l_1 \quad (6.3)$$

$$\Delta l_1 = l_0 - l_1 \quad (6.4)$$

kde: F_1 – síla vyvinutá při stlačení pružiny

R – tuhost pružiny

Δl_1 – délka stlačení

l_0 – délka volné pružiny

l_1 – délka pružiny po stlačení

$$\Delta l_1 = 14,22 - 11 = 3,22 \text{ mm}$$

$$F_1 = 6,23 \cdot 3,22 = 20,0606 \text{ N}$$

Z Obr. 6.4 je patrná tuhost a volná délka zvolené pružiny, délku stlačení nutno stanovit dle vzorce (6.4).

d	De	Di	L0	Ln	Sn	Fn	R	Zboží č.:	Objednat zde Ceny Slevy ↓	Skladem	3D CAD soubor
Drát mm	Průměr vněj. mm	Průměr vnitř. mm	Volná délka mm	Max. délka se zatížením mm	Max. zdvih mm	Max. síla N	Tuhost pružiny N/mm				
0,61	3,05	1,83	11,18	8,59	2,59	25,04	9,63	C01200240440M			3D CAD
0,61	3,05	1,83	12,70	9,70	3,00	25,04	8,35	C01200240500M			3D CAD
0,74	4,57	3,09	12,70	8,66	4,04	28,60	7,09	C01800290500M			3D CAD
0,74	4,57	3,09	14,22	9,65	4,57	28,60	6,23	C01800290560M			3D CAD
0,80	4,80	3,20	14,00	9,80	4,20	31,87	7,67	11620			3D CAD
0,81	4,57	2,95	11,18	8,28	2,90	39,28	13,57	C01800320440M			3D CAD
0,81	4,57	2,95	12,70	9,25	3,45	39,28	11,36	C01800320500M			3D CAD

Obr. 6.4 – Parametry zvolené pružiny [9]

Výsledná síla všech pružin musí udržet šnekové kolo vždy v jeho ideální poloze, i když dojde k rázovému nárůstu síly F_{A2} , resp. F_{t1} vyobrazených na Obr. 6.1. Proto bude z každé strany šnekového kola umístěno X pružin (počet pružin viz. Technická zpráva [12], kapitola 7.2, str. 46) rovnoměrně v kruhu rozmístěných pružin, které budou dohromady vyvíjet sílu o velikosti 321 N.

7. Závěr

Zadání diplomové práce bylo splněno v plném rozsahu a také bylo dosaženo stanovených cílů. Navržená převodovka si zachovala kompaktní rozměry původního prototypu s tím rozdílem, že ji lze použít pro levou i pravou montovanou stranu mobilního systému.

Pro novou koncepci rozložení komponent v převodovce byly navrženy a zkontrolovány vlastní ložiska, která vyhověla výpočtové statické i dynamické kontrole a následně se srovnatelným výsledkem i statické kontrole pomocí MKP. Mezi další upravené komponenty patří těhlice, na níž byla upravena její hřídelová část uložená v převodovce. Vzhledem ke složitosti tvaru těhlice byla kontrolována pouze pomocí MKP, kde výsledky analýzy nezobrazily žádné kriticky zatěžované místo.

8. Použitá literatura

- [1] ŠVEC, Vladimír. Mechanismy a části strojů: ozubené převody. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické, 1981.
- [2] MYNÁŘ, Vladimír a P. RANOCHA. Části strojů: převody. 2. část. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1979.
- [3] BOLEK, Alfred. Části strojů. Díl II, Převody a převodová ústrojí. Praha: Nakladatelství Československé akademie věd, 1963.
- [4] BARTOŠ, Josef. Strojní součásti: převody řetězové a ozubenými koly. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1953.
- [5] BOHÁČEK, František. Části a mechanismy strojů. III, Převody [Boháček, 1987, záznam c]. Vyd. 2., upr. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [6] ČSN ISO 76. Valivá ložiska – Statická únosnost. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [7] ČSN ISO 281. Valivá ložiska – Dynamická únosnost a trvanlivost. Praha: Český normalizační institut, 2008.
- [8] ČSN 41 4109. OCEL 14 109 chromová. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1976.
- [9] <http://www.sodemann-pruziny.cz/online-obchod/tlacne-pruziny/strunovy-drat-rada-a-a-b#>, (Cit. 6.4.2017)
- [10] <http://www.feropol.cz/cz/product/slitiny-hliniku/1/0/>, (Cit. 16.3.2017)
- [11] <http://www.mitcalc.com/doc/gear4/help/cz/gear4txt.htm>, (Cit. 8.10.2016)
- [12] Poslušný, Jan. *Konstrukční řešení šnekové převodovky pro kompaktní mobilní systémy*, Technická zpráva. OSTRAVA: MORAVSKÝ VÝZKUM, s.r.o., 2017.

9. PŘÍLOHY

Příloha č. 1 – Výrobní výkres šneku

Příloha č. 2 – Výrobní výkres šnekového kola